

Kältekreisläufe in Verdichter- und Gasturbinenanlagen

Bammert, Karl
Reiter, Ulrich

Veröffentlicht in:
Abhandlungen der Braunschweigischen
Wissenschaftlichen Gesellschaft Band 34, 1982,
S.67-100



Verlag Erich Goltze KG, Göttingen

Kältekreisläufe in Verdichter- und Gasturbinenanlagen

Von **Karl Bammert** und **Ulrich Reiter**, Hannover

(eingegangen am 23.6.1982)

Zusammenfassung

Für Verdichter- und Gasturbinenanlagen wird untersucht, inwieweit die Energieumwandlung durch den Einsatz von Kälteprozessen verbessert werden kann. Durch Unterkühlung des zu verdichtenden Arbeitsmittels unter die Umgebungstemperatur wird die insgesamt aufzuwendende Verdichtungsarbeit (Summe aus Verdichter- und Kältemaschinenarbeit) vermindert. Die mögliche Primärenergieeinsparung nimmt mit steigendem Verdichterdruckverhältnis und wachsender Anzahl von Kältekreisläufen zu.

Bei Gasturbinen kann durch Unterkühlung der vom Verdichter angesaugten Umgebungsluft der Nettowirkungsgrad um ca. 2,5 bis 4,5 %-Punkte gesteigert werden. Wenn aufgrund klimatischer Randbedingungen (Luftfeuchtigkeit, Umgebungstemperatur) die optimale Verdichtereintrittstemperatur nicht zu realisieren ist, da Vereisungsprobleme und Tropfenbildung auftreten, verringern sich diese Werte. Bei einer Umgebungstemperatur von 20°C und einer Abkühlspanne von 20 K ergeben sich z. B. Wirkungsgradsteigerungen von 1,5 bis 2 %-Punkten.

Summary

Refrigeration cycles in compressor- and gas turbine plants

For compressor- and gas turbine plants it is investigated, how the energy conversion can be improved by using refrigeration cycles. By supercooling of the working fluid below the ambient temperature the total required compressor work (sum of compressor- and refrigeration machine work) can be reduced. The possible saving of primary energy increases with increasing compressor pressure ratios and growing number of refrigeration cycles.

The net efficiency of gas turbines can be improved by about 2.5 to 4.5 percentage points by supercooling the ambient air sucked in by the compressor. These values decrease if optimum compressor inlet temperatures cannot be realized due to icing problems and formation of drops. Improvements in net efficiency of 1.5 to 2 percentage points are realized for e. g. an ambient temperature of 20°C and a cooling range of 20 K.

1. Einleitung

Für die Verdichtung und den Transport von Gasen müssen erhebliche Primärenergien eingesetzt werden. Um den Arbeitsaufwand bei der Verdichtung gasförmiger Arbeitsmittel zu verringern, kann man die Energieumsetzung sowohl im Verdichter aerodynamisch als auch den Verdichtungsprozeß thermodynamisch verbessern. Dazu bieten sich folgende Möglichkeiten an:

1. Annäherung an die isotherme Verdichtung durch Zwischenkühlung.
2. Nutzung der Verdichterabwärme durch einen Wärmekraftprozeß (bottom-cycle).
3. Unterkühlung des zu verdichtenden Gases mit einem Kälteprozeß.

Die letztgenannte Möglichkeit sei hier näher untersucht, da sie bei verschiedenen Anwendungsfällen besonders vorteilhaft sein kann, z.B. bei Verdichteranlagen, bei denen Zwischenkühlungen aus konstruktiven oder anderen Gründen problematisch sind.

2. Verminderung der Verdichtungsarbeit durch Unterkühlung des Arbeitsmittels

Für die spezifische isentrope Verdichtungsarbeit $\Delta h_{s,v}$ gilt die Beziehung

$$\Delta h_{s,v} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right], \quad (1)$$

wobei T_1 die Verdichtereintrittstemperatur und κ der Isentropenexponent sind.

Wie man aus dieser bekannten Gleichung sieht, ist die Verdichtungsarbeit direkt proportional zur Verdichtereintrittstemperatur. Daraus ergibt sich, daß diese Temperatur möglichst niedrig sein sollte. Als untere Grenze ist im allgemeinen die Umgebungstemperatur anzusehen.

Bild 1 zeigt im T,s -Diagramm zwei isentrope Verdichtungsvorgänge vom Druck p_0 auf den Druck p_1 , einen ausgehend von der Umgebungstemperatur T_u und den anderen von einer Temperatur T' , die unter der Umgebungstemperatur liegt. Man erkennt, daß die Enthalpiedifferenz $\Delta h'_{s,v}$ deutlich kleiner als $\Delta h_{s,v}$ ist.

Um aber von Umgebungstemperatur zu der Verdichtereintrittstemperatur T' zu gelangen, muß dem Arbeitsmittel die Wärmemenge

$$\Delta q = c_p \cdot (T_u - T') \quad (2)$$

entzogen worden. Gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik kann eine Wärmemenge nicht von selbst von einem niedrigeren Temperaturniveau zu einem höheren Temperaturniveau übergehen, sondern nur, wenn gleichzeitig Arbeit verrichtet wird. Es wird davon ausgegangen, daß dem Arbeitsmittel die Wärmemenge Δq über einen idealen Kälteprozeß nach Carnot entzogen wird. Ein solcher Prozeß ist im T,s -Diagramm (Bild 2) dargestellt, er besteht aus zwei isentropen (von 1 nach 2 und von 3 nach 4) und zwei isothermen Zustandsänderungen (von 2 nach 3 und von 4

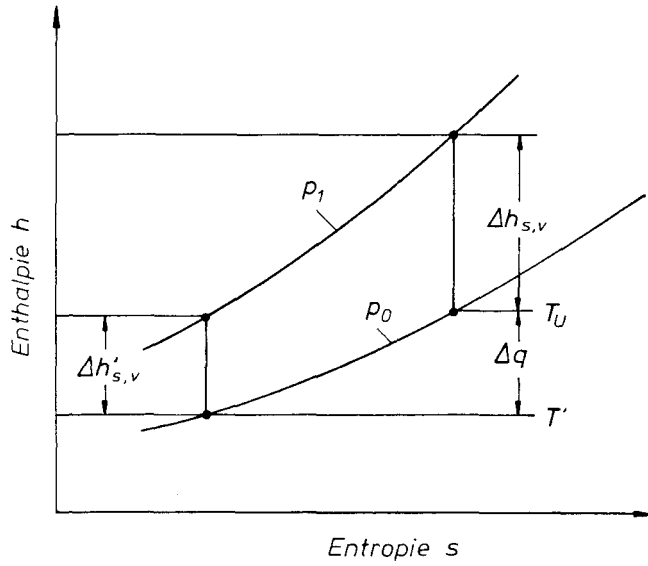


Bild 1:
Darstellung der isentropen Verdichtung im h,s -Diagramm

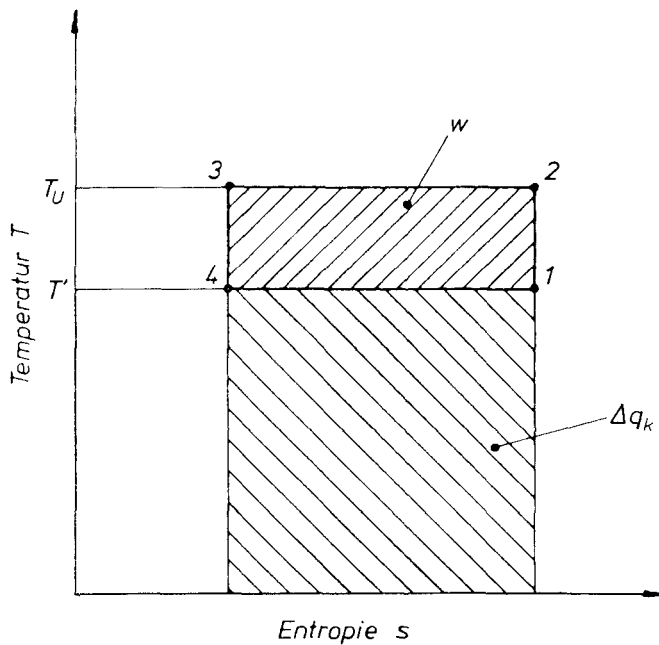


Bild 2:
Kältemaschinenprozeß nach Carnot

nach 1). Die dem Kreislauf zuzuführende Arbeit w ist kleiner als die aufgenommene Wärme Δq_k . Das Verhältnis

$$\varepsilon = \frac{\Delta q_k}{w_k} \quad (3)$$

wird als Kälteleistungsziffer bezeichnet. Für den dargestellten Carnot-Prozeß ergibt sich die Carnot-Kälteleistungsziffer ε_c mit

$$\Delta q_k = T' \cdot (s_4 - s_1) \quad (4)$$

und

$$w = (T_u - T') \cdot (s_4 - s_1) \quad (5)$$

zu

$$\varepsilon_c = \frac{T'}{T_u - T'} \quad (6)$$

Die gesamte bei isentroper Verdichtung mit vorheriger Unterkühlung zuzuführende spezifische Arbeit Δh_{ges} ergibt sich damit zu

$$\Delta h_{\text{ges}} = \Delta h'_{s,v} + \frac{\Delta q}{\varepsilon_c} \quad (7)$$

wenn man die spezifische Arbeit des Verdichters bei Unterkühlung mit $\Delta h'_{s,v}$ bezeichnet.

Für die geringste spezifische Gesamtverdichtungsarbeit muß die Bedingung:

$$\Delta h'_{s,v} + \frac{\Delta q}{\varepsilon_c} \stackrel{!}{=} \min \quad (8)$$

erfüllt sein.

Mit der Definition $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \vartheta_s$ gilt:

$$\Delta h'_{s,v} = c_p \cdot T' \cdot (\vartheta_s - 1) \quad (9)$$

Aus den Gl. (2), (6) und (9) folgt

$$c_p \cdot T' \cdot (\vartheta_s - 1) + \frac{c_p \cdot (T_u - T')^2}{T'} \stackrel{!}{=} \min. \quad (10)$$

Bei vorgegebenem ϑ_s und unveränderlicher Umgebungstemperatur hängt Gl. (10) nur noch von der Unterkühlungstemperatur T' ab. Die optimale Unterkühlungstemperatur ergibt sich, wenn Gl. (10) nach T' differenziert und die Ableitung zu Null gesetzt wird. Für die optimale Verdichtereintrittstemperatur T'_{opt} erhält man damit

$$T'_{\text{opt}} = T_u \cdot \sqrt{\frac{1}{\vartheta_s}} \quad (11)$$

Da ϑ_s immer größer als eins ist, ergibt sich also für die günstigste Verdichtereintrittstemperatur ein Wert unterhalb der Umgebungstemperatur.

Unter Verwendung von Gl. (11) ergibt sich die geringste Gesamtverdichtungsarbeit schließlich zu:

$$\Delta h_{\text{ges}} = 2 \cdot c_p \cdot T_u \cdot (\sqrt{\vartheta_s} - 1). \quad (12)$$

Für das Verhältnis φ der spezifischen Verdichtungsarbeiten mit und ohne Unterkühlung folgt damit

$$\varphi = \frac{\Delta h_{\text{ges}}}{\Delta h_{s,v}} = \frac{2 \cdot (\sqrt{\vartheta_s} - 1)}{\vartheta_s - 1}. \quad (13)$$

Der zwischen zwei Isothermen verlaufende Carnot-Kälteprozeß stellt nun wie bei der Nutzung der Abwärme durch einen bottom-cycle nur dann den günstigsten Prozeß dar, wenn die Temperatur bei der Wärmeaufnahme der Temperatur des zu kühlenden Mediums und die Temperatur bei der Wärmeabgabe der Umgebungstemperatur entspricht.

Da im vorliegenden Fall das zu verdichtende Arbeitsmittel von Umgebungstemperatur auf die Verdichtereintrittstemperatur T' abgekühlt wird, ändert sich aber die Temperatur des zu kühlenden Mediums ständig. Dann ist nach Lorenz [1] derjenige Prozeß am günstigsten, der sich der jeweiligen Temperatur des zu kühlenden Mediums am besten anpaßt. Das kann entweder dadurch erreicht werden, daß das Kältemittel bei gleitender Temperatur verdampft (nicht azeotrope Gemische) oder dadurch, daß der Kälteprozeß in mehrere Carnot-Prozesse mit unterschiedlicher Kühlttemperatur unterteilt wird.

In Bild 3 ist die Anpassung an die Abkühlungslinie des zu verdichtenden Arbeitsmittels durch mehrere Carnot-Prozesse qualitativ im T,s -Diagramm dargestellt. Die schräg schraffierten Flächen entsprechen den für die einzelnen Carnot-Prozesse aufzuwendenden Arbeiten. Würde die Abkühlung nur mit einem einzigen Carnot-Prozeß zwischen der Umgebungstemperatur T_u und Unterkühlungstemperatur T' durchgeführt, so müßte zusätzlich ein Betrag an Arbeit zugeführt werden, der der senkrecht schraffierten Fläche entspricht. Man erkennt also deutlich, daß durch die Anpassung der Carnot-Kreisläufe an die Abkühlungslinie des abzukühlenden Mediums der Betrag an zuzuführender Arbeit beträchtlich verringert werden kann.

Für die Berechnung der für die Unterkühlung zuzuführenden Arbeit w gilt allgemein:

$$w = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta q_i}{\varepsilon_i}, \quad (14)$$

wenn man mit Δq_i die in den einzelnen Kreisläufen dem Arbeitsmittel entzogenen Wärmemengen und mit ε_i die jeweiligen Leistungsziffern bezeichnet.

Setzt man Gl. (14) in Gl. (8) ein, so erhält man die Bedingung

$$\Delta h_{\text{ges}} = \Delta h'_{s,v} + \sum_{i=1}^n \frac{\Delta q_i}{\varepsilon_i} \stackrel{!}{=} \min. \quad (15)$$

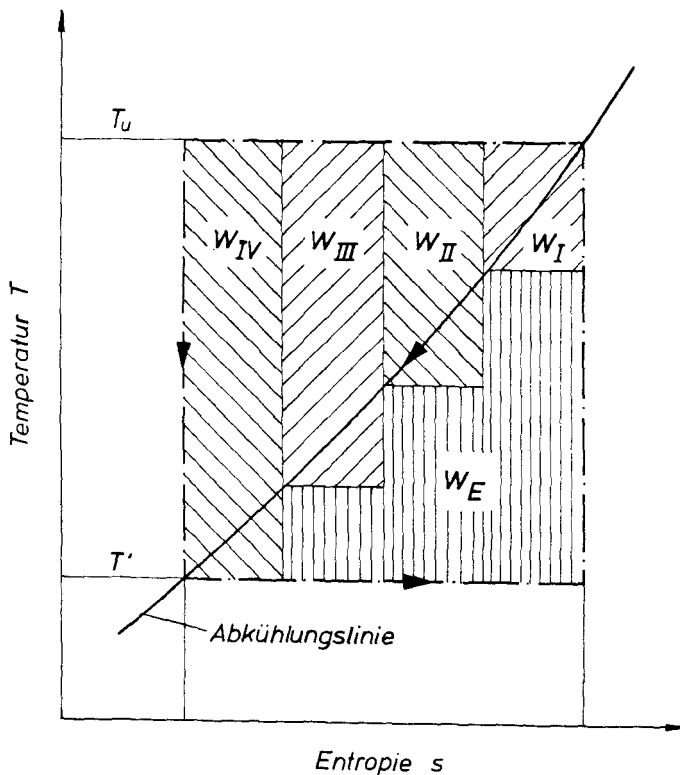
Zunächst soll die Unterkühlung mit zwei Kreisläufen betrachtet werden. Gl. (14) ergibt sich dann zu

$$w = \frac{\Delta q_1}{\varepsilon_1} + \frac{\Delta q_2}{\varepsilon_2}. \quad (16)$$

Bezeichnet man die gesuchte optimale untere Prozeßtemperatur des ersten Kältekreislaufes mit T_x , so folgt mit

$$\Delta q_1 = c_p \cdot (T_u - T_x), \quad (17)$$

$$\Delta q_2 = c_p \cdot (T_x - T'), \quad (18)$$



T_u Umgebungstemperatur

T' Unterkühlungstemperatur

W Arbeit

— · — · — · — einfacher Carnotprozeß

I, II, III, IV Carnot-Teilprozesse

E Einsparung gegenüber einfachem Carnotprozeß

Bild 3:

Anpassung an die Abkühlungslinie durch mehrere Carnotprozesse

$$\varepsilon_1 = \frac{T_x}{T_u - T_x} \quad (19)$$

und

$$\varepsilon_2 = \frac{T'}{T_u - T'} \quad (20)$$

für die geringste Kältemittelverdichterarbeit die Bedingung:

$$\frac{c_p \cdot (T_u - T_x)^2}{T_u} + \frac{c_p \cdot (T_x - T') \cdot (T_u - T')}{T_u} \stackrel{!}{=} \min. \quad (21)$$

Leitet man die Gleichung nach T_x ab und setzt die Ableitung zu Null, so folgt

$$T_x = \sqrt{T_u \cdot T'}. \quad (22)$$

Die günstigste Abstufung der unteren Prozeßtemperaturen der Kälteläufe erhält man aus dem geometrischen Mittel der benachbarten Temperaturen. Für n Kreisläufe kann man daher schließen, daß sich die jeweiligen unteren Temperaturen zu

$$T_{x,i} = \sqrt[n]{T_{x,i+1} \cdot T_{x,i-1}} \quad (23)$$

ergeben, wobei i von 1 bis n läuft. $T_{x,0}$ entspricht der Umgebungstemperatur und $T_{x,n}$ der Unterkühlungstemperatur T' . Mit diesen Randbedingungen folgt für das Bildungsgesetz der geometrischen Reihe

$$T_{x,i} = T_u \cdot \left(\frac{T'}{T_u}\right)^{\frac{i}{n}}. \quad (24)$$

Für die Summe der Verdichterarbeiten des Arbeitsmittelverdichters und des Kältemittelverdichters kann man dann schreiben:

$$\Delta h_{\text{ges}} = \Delta h'_{s,v} + w = c_p \cdot T' \cdot (\vartheta_s - 1) + \sum_{i=1}^n c_p \cdot (T_{x,i-1} - T_{x,i}) \cdot \frac{T_u - T_{x,i}}{T_{x,i}}. \quad (25)$$

Mit der Gl. (24) folgt:

$$\Delta h_{\text{ges}} = c_p \cdot T' \cdot (\vartheta_s - 1) + \sum_{i=1}^n c_p \cdot T_u \cdot \left[\left(\frac{T'}{T_u}\right)^{\frac{i-1}{n}} - \left(\frac{T'}{T_u}\right)^{\frac{i}{n}} \right] \cdot \frac{(1 - \frac{T'}{T_u})^{\frac{i}{n}}}{(\frac{T'}{T_u})^{\frac{i}{n}}}. \quad (26)$$

Nach Auflösen der Summenformel erhält man:

$$\Delta h_{\text{ges}} = c_p \cdot T' \cdot (\vartheta_s - 1) + c_p \cdot T_u \cdot \left[n \cdot \left(\frac{T'}{T_u}\right)^{\frac{1}{n}} - (n+1) + \frac{T'}{T_u} \right]. \quad (27)$$

Leitet man Gl. (27) nach T' ab und setzt die Ableitung zu Null, so ergibt sich für die günstigste Unterkühlungstemperatur T'_{opt} die Beziehung

$$T'_{\text{opt}} = T_u \cdot \vartheta_s^{-\frac{n}{n+1}}. \quad (28)$$

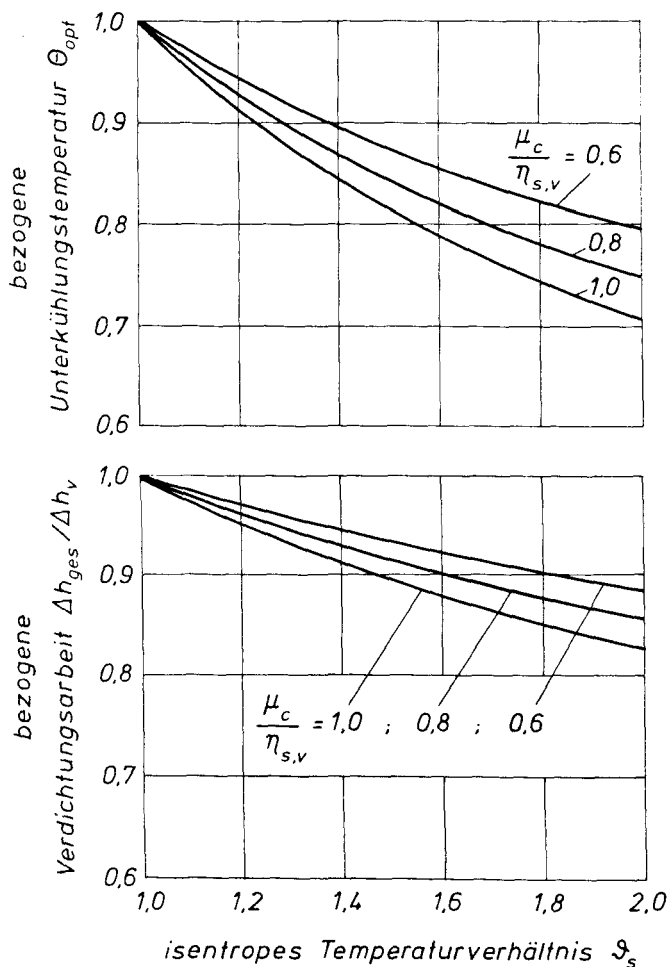
Setzt man diese Bezeichnung in Gl. (27) ein, so kann man schreiben

$$\Delta h_{\text{ges}} = c_p \cdot T_u \cdot (n+1) \cdot (\vartheta_s^{\frac{n}{n+1}} - 1). \quad (29)$$

Für das Verhältnis der Gesamtverdichtungsarbeit zu der bei isentroper Verdichtung ohne Unterkühlung aufzuwendenden Arbeit folgt damit

$$\varphi = \frac{\Delta h_{\text{ges}}}{\Delta h_{s,v}} = \frac{(n+1) \cdot (\vartheta_s^{\frac{1}{n+1}} - 1)}{\vartheta_s - 1} \quad (30)$$

Die Leistungsziffer ε eines realen Kälteprozesses kann mit der Carnot-Leistungsziffer ε_c und einem Minderfaktor μ_c durch den Ansatz



$\eta_{s,v}$ Verdichterwirkungsgrad

μ_c Minderleistungsfaktor des Kälteprozesses

Bild 4:

Bezogene optimale Unterkühlungstemperatur und bezogene Verdichtungsarbeit als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses

$$\varepsilon = \varepsilon_c \cdot \mu_c \quad (31)$$

ausgedrückt werden. Unter Berücksichtigung des isentropen Verdichtungsgrades $\eta_{s,v}$ läßt sich Gl. (27) überführen in:

$$\Delta h_{\text{ges}} = \frac{c_p \cdot T' \cdot (\vartheta_s - 1)}{\eta_{s,v}} + \frac{c_p}{\mu_c} \cdot T_u \cdot \left[n \cdot \left(\frac{T'}{T_u} \right)^{-\frac{1}{n}} - (n+1) + \frac{T'}{T_u} \right]. \quad (32)$$

Die Auswertung von Gl. (32) ergibt für die bezogene optimale Unterkühlungstemperatur Θ_{opt} die Beziehung:

$$\Theta_{\text{opt}} = \frac{T'_{\text{opt}}}{T_u} = \left[\frac{\mu_c}{\eta_{s,v}} \cdot (\vartheta_s - 1) + 1 \right]^{-\frac{n}{n+1}}. \quad (33)$$

In Gl. (32) eingesetzt folgt für die Gesamtverdichtungsarbeit:

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{ges}} = & c_p \cdot T_u \cdot \left[\frac{\mu_c}{\eta_{s,v}} \cdot (\vartheta_s - 1) + 1 \right]^{-\frac{n}{n+1}} \cdot \frac{\vartheta_s - 1}{\eta_{s,v}} \\ & + \frac{c_p}{\mu_c} \cdot T_u \cdot \left[n \cdot \left(\frac{\mu_c}{\eta_{s,v}} \cdot (\vartheta_s - 1) + 1 \right)^{\frac{1}{n+1}} \right. \\ & \left. - n - 1 + \left(\frac{\mu_c}{\eta_{s,v}} \cdot (\vartheta_s - 1) + 1 \right)^{-\frac{n}{n+1}} \right]. \end{aligned} \quad (34)$$

In Bild 4 ist die Auswertung der Gln. (33) und (34) zunächst für den Fall nur eines angekoppelten Kältekreislaufs ($n=1$) dargestellt. Im oberen Teil des Bildes ist die optimale bezogene Unterkühlungstemperatur Θ_{opt} als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses ϑ_s aufgetragen. Diese Darstellung gilt allgemein für alle idealen Gase. Als Parameter wurde das Verhältnis des Minderfaktors zum Verdichterwirkungsgrad variiert. Man erkennt aus dem Bild, daß mit steigenden Werten für ϑ_s die optimale Unterkühlungstemperatur abnimmt. Je kleiner das Verhältnis $\mu_c/\eta_{s,v}$ wird, umso kleiner wird auch die optimale Abkühlspanne. Im unteren Teil des Bildes ist die gesamte bei Unterkühlung aufzuwendende Verdichtungsarbeit bezogen auf die Verdichtungsarbeit, die sich bei der Verdichtung ausgehend von Umgebungstemperatur ergeben würde, aufgetragen. Mit wachsendem isentropen Temperaturverhältnis nimmt die mögliche Arbeitersparnis zu. Als Parameter wurde wiederum das Verhältnis $\mu_c/\eta_{s,v}$ variiert.

In Bild 5 ist für diesen Fall wiederum die optimale Unterkühlungstemperatur und die bezogene Verdichtungsarbeit aufgetragen. Parameter ist die Anzahl der Carnot-Kälteprozesse. Danach nimmt mit zunehmender Anzahl der Kreisläufe und mit wachsendem ϑ_s die optimale Unterkühlungstemperatur und die bezogene Verdichtungsarbeit ab. Außerdem wird deutlich, daß der Nutzen zusätzlicher Kältekreisläufe mit steigender Anzahl geringer wird, so daß eine Aufteilung auf mehr als zwei Kreisläufe keine großen thermodynamischen Vorteile mehr verspricht. In Bild 6 sind die gleichen Zusammenhänge wie in Bild 5 dargestellt. Das Verhältnis $\mu_c/\eta_{s,v}$ beträgt jedoch 0,6, was einem technisch gut realisierbaren Wert entspricht (z. B. $\mu_c = 0,50$, $\eta_{s,v} = 0,84$).

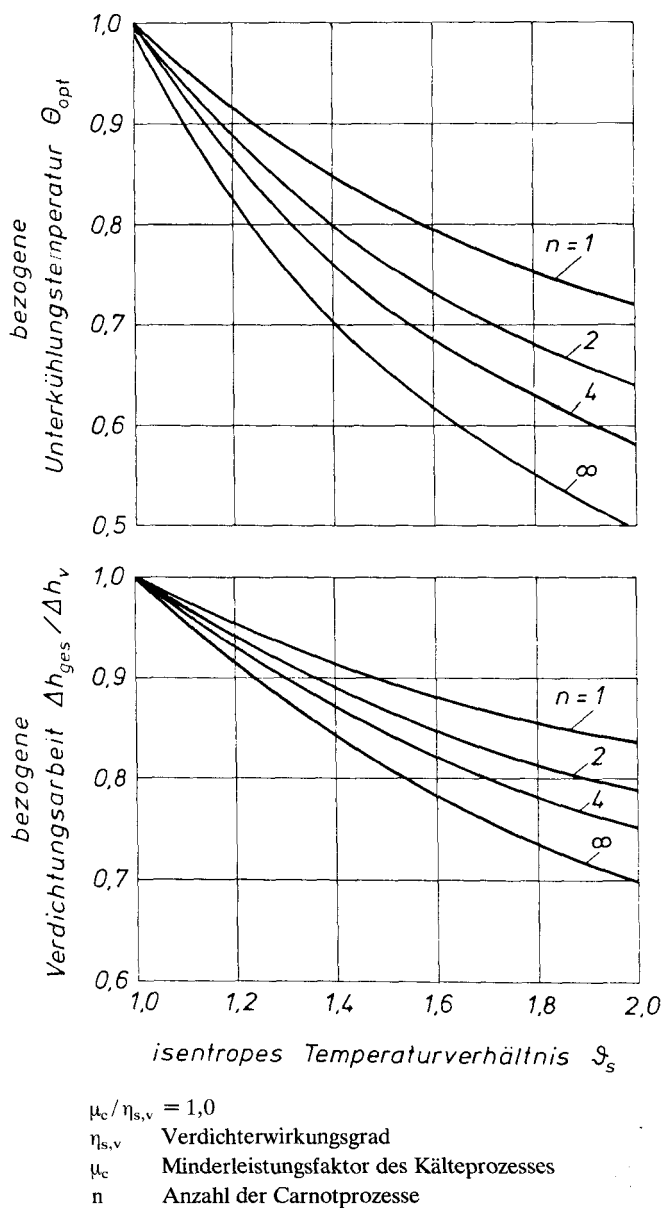


Bild 5:

Bezogene optimale Unterkühlungstemperatur und bezogene Verdichtungsarbeit als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses

Prinzipiell ergeben sich die gleichen Kurvenverläufe. Die optimale Unterkühlungstemperatur liegt jedoch höher und die erzielbare Arbeitersparnis nimmt ab.

Neben den thermodynamischen Vorteilen ergeben sich durch die Unterkühlung des zu verdichtenden Arbeitsmittels insbesondere für Axialverdichter, die große Volumströme und große Druckverhältnisse verarbeiten sollen, noch weitere Gesichtspunkte. Bei vorgegebenem Massendurchsatz und Eintrittsdruck für den Verdichter entspricht bei idealem Gasverhalten das im oberen Teil von Bild 6 dargestellte opti-

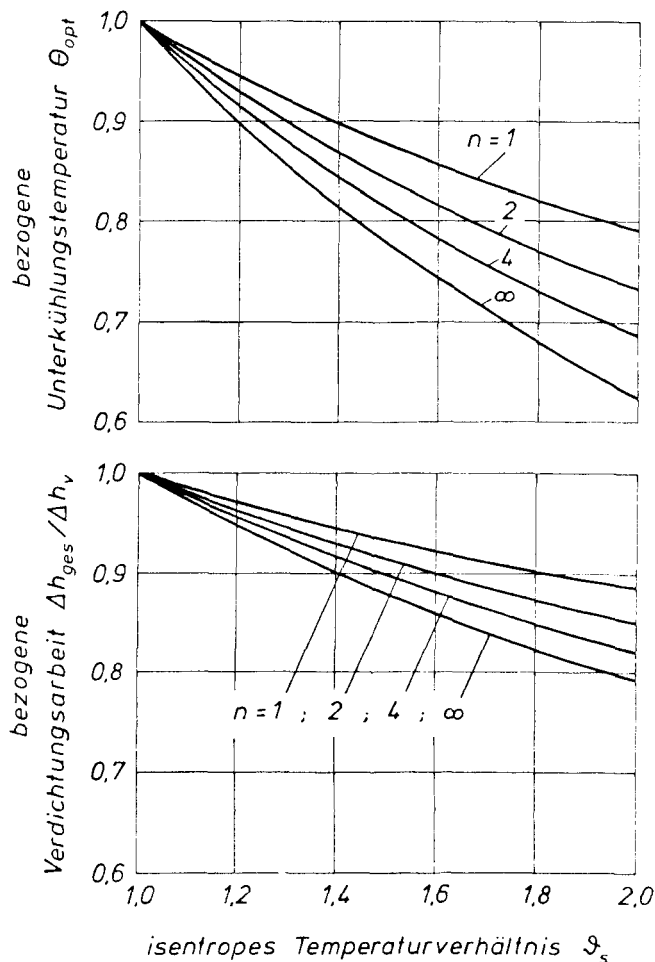


Bild 6:
 Bezogene optimale Unterkühlungstemperatur
 und bezogene Verdichtungsarbeit als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses
 $\mu_c / \eta_{s,v} = 0,6$; n Anzahl der Carnotprozesse

male Temperaturverhältnis Θ_{opt} dem Verhältnis der Volumströme, die sich am Eintritt des Verdichters mit und ohne Unterkühlung ergeben. Wenn die Drehzahl bzw. die Umfangsgeschwindigkeit in beiden Fällen gleich ist, so bedeutet dies, daß bei konstanten Daten und Abmessungen des Verdichters ein größerer Massendurchsatz verarbeitet werden kann oder für einen vorgegebenen Massendurchsatz der Kanalquerschnitt verringert werden kann. Weiterhin kann infolge der niedrigen Verdichtereintrittstemperatur die für ein vorgegebenes Druckverhältnis erforderliche Stufenzahl reduziert werden, da die Gesamtförderhöhe des Verdichters linear mit der Eintrittstemperatur abnimmt, während die Enthalpieerhöhung pro Stufe unverändert bleibt, wenn die Umfangsgeschwindigkeit beibehalten werden kann.

Die Höhe der Umfangsgeschwindigkeit wird bei Axialverdichtern entweder durch die maximal zulässige Beanspruchung durch Fliehkraft und Schaufelbelastung der Laufräder oder durch die mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad größtmögliche Umfangsmachzahl bestimmt, die definiert ist als das Verhältnis aus Umfangsgeschwindigkeit zur örtlichen Schallgeschwindigkeit des Arbeitsmittels. Bei leichten Gasen, wie z. B. Helium, das eine hohe Schallgeschwindigkeit aufweist, stellt die Umfangsmachzahl in der Regel keine Begrenzung dar. Hier ist die maximal zulässige Beanspruchung der Laufschaufeln die Grenze. In diesem Fall ergibt sich eine Reduzierung der für ein bestimmtes Druckverhältnis erforderlichen Stufenzahl z entsprechend dem optimalen Temperaturverhältnis.

3. Reale Kältemittelkreisläufe

3.1 Abweichungen gegenüber dem idealen Kaltdampfprozeß

Gegenüber dem idealen Kaltdampfprozeß treten bei realen Kreisläufen folgende Abweichungen auf:

- Verluste durch nicht isentrope Verdichtung des Kältemittels im Kältemittelverdichter.
- Im Kältemittelverdampfer und -kondensator treten unvermeidbare endliche Temperaturdifferenzen (Grädigkeiten) zwischen dem Kälte- bzw. Wärmeträger auf. Daraus resultiert eine niedrigere Verdampfungs- und höhere Kondensations-temperatur, so daß das erforderliche Verdichterdruckverhältnis steigt.
- Druckverluste in Rohrleitungen und Apparaten, die vom Kältemittelverdichter gedeckt werden müssen.

Hierzu kommen noch Abweichungen vom Idealprozeß durch Wärmeeinfall im Bereich niedriger Temperaturen (Verdampfer, Drosselventil) und durch Wärmeabgabe im Bereich höherer Temperaturen (Druckleitung des Kältemittelverdichters).

Für die erforderlichen umfangreichen Variationsrechnungen war es notwendig, ein Rechenprogramm zu entwickeln, das die Zustandsgrößen an sämtlichen Eckpunkten des Kreisprozesses berechnet. Dabei wurden folgende Eingabedaten vorgegeben:

1. Kennzahl des Kältemittels,
2. Kennzahl für die Schaltungsart,

3. Zustandsgrößen des zu kühlenden Arbeitsmittels vor und nach der Wärmeabgabe,
4. Grädigkeiten der wärmetauschenden Apparate,
5. Kühlwassertemperatur,
6. Kältemittelverdichterwirkungsgrad und
7. Absenkung der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur durch Druckverluste.

Als Ausgabegrößen liefert das Programm:

1. Die Kältemittelleistung,
2. den Kältemittelvolumstrom,
3. den Kältemitteldurchsatz,
4. die Kälteleistung,
5. die Kälteleistungsziffer,
6. die volumetrische Kälteleistung sowie
7. die thermodynamischen Daten an allen Eckpunkten des Kreisprozesses.

Am Beispiel des Kältemittels R12 sei der Einfluß der einzelnen Verlustfaktoren auf die erzielbare Arbeitersparnis bei einem Verdichtungsverfahren mit vorangehender Unterkühlung aufgezeigt. Im Bild 7 ist das untersuchte System dargestellt. Es besteht aus dem Arbeitsmittelverdichter a und einem angekoppelten Kaltdampfkreislauf, der das zu verdichtende Arbeitsmittel vor dem Eintritt in den Arbeitsmittelverdichter von

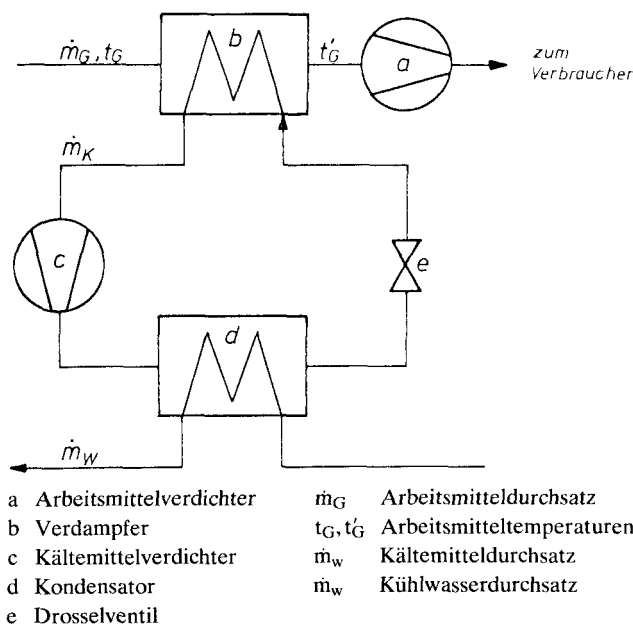


Bild 7:
System Arbeitsmittelverdichter–Kältekreislauf

der Temperatur t_G auf die Temperatur t'_G abkühlt. Der Kältekreislauf nimmt die Wärme des Arbeitsgases im Verdampfer b auf. Im Kältemittelverdichter c wird das Kältemittel anschließend auf einen so hohen Druck verdichtet, daß die gesamte Abwärme des Kältekreislaufs im Kondensator d abgegeben werden kann. Danach wird das Kältemittel im Drosselventil e auf den Verdampfungsdruck entspannt und dadurch wieder auf die niedrigste Prozeßtemperatur gebracht.

Für dieses System wurde mit einem Rechenprogramm die Eintrittstemperatur in den Arbeitsmittelverdichter ermittelt, bei der sich die geringste Gesamtverdichtungsarbeit ergibt. Die Rechnungen wurden für eine Umgebungstemperatur von 25°C und einen Arbeitsmittelverdichtereffizienzgrad von 84% durchgeführt. Dabei wurde das Druckverhältnis bzw. das isentrope Temperaturverhältnis ϑ_s variiert. Das zu verdichtende Arbeitsgas wurde als ideal angesehen. Für das Kältemittel wurden die realen Stoffwerte verwendet.

Die unter diesen Voraussetzungen ermittelten Ergebnisse für das Kältemittel R 12 sind in Tabelle 1 aufgeführt. Sie haben bezüglich des Einflusses der einzelnen Kreislaufparameter auf die Gesamtverdichtungsarbeit mit guter Näherung auch für die anderen untersuchten Kältemittel Gültigkeit. Spalte 1 gilt für den Fall isentroper Verdichtung des Kältemittels und unendlich kleiner Grädigkeiten im Verdampfer und Kondensator. Vergleicht man die Werte für die bezogene Verdichtungsarbeit mit den entsprechenden Kurvenverläufen in Bild 4, so erkennt man, daß bereits durch die Berücksichtigung der realen Stoffwerte des Kältemittels erhebliche Abweichungen gegenüber dem idealen Carnot-Prozeß ($\mu_c/\eta_{s,v} = 1,0$) auftreten. Die Ergebnisse in Spalte 2 gelten für einen isentropen Wirkungsgrad des Kältemittelverdichters von 84%. Die Tabelle zeigt, daß die optimale Verdichtereintrittstemperatur ansteigt und

Tabelle 1:

Einfluß der Abweichungen vom theoretischen Kaltdampfprozeß mit trocken gesättigtem Ansaugen auf die optimale Verdichtereintrittstemperatur und die bezogene Verdichtungsarbeit

Kältemittel: R 12

	1		2		3		4		5	
ϑ_s	t'_G	φ	t'_G	φ	t'_G	φ	t'_G	φ	t'_G	φ
—	$^\circ\text{C}$	—	$^\circ\text{C}$	—	$^\circ\text{C}$	—	$^\circ\text{C}$	—	$^\circ\text{C}$	—
1,2	— 2,0	0,952	1,0	0,959	3,0	0,964	4,0	0,969	— 6,0	0,972
1,4	— 19,0	0,917	— 14,0	0,927	— 13,0	0,933	— 11,0	0,938	— 10,0	0,942
1,6	— 31,0	0,889	— 26,0	0,902	— 24,0	0,908	— 22,0	0,913	— 21,0	0,917
1,8	— 41,0	0,867	— 35,0	0,881	— 33,0	0,887	— 31,0	0,892	— 30,0	0,897
2,0	— 49,0	0,847	— 43,0	0,862	— 40,0	0,868	— 39,0	0,874	— 37,0	0,879

- 1 theoretischer Kaltdampfprozeß
- 2 Kältemittelverdichtereffizienzgrad $\eta_{s,v} = 0,84$
- 4 Grädigkeit im Verdampfer (3,0 K)
- 4 Grädigkeit im Kondensator (3,0 K)
- 5 Druckverluste im Verdampfer und Kondensator

- t'_G Verdichtereintrittstemperatur
 ϑ_s isentrope Temperaturverhältnis
 φ bez. Verdichtungsarbeit

der negative Einfluß der nicht isentropen Verdichtung verglichen mit Spalte 1 mit wachsendem Druckverhältnis zunimmt. Danach wurden für den Kältemittelverdampfer (Spalte 3) und den Kondensator (Spalte 4) jeweils Grädigkeiten von 3,0 K in die Rechnung eingeführt, was insgesamt eine Erhöhung der erforderlichen Verdichtungsarbeit um 1,0 bis 1,2% zur Folge hat. Während der Einfluß der Verdampfergrädigkeit unabhängig vom Druckverhältnis ist, nimmt der Einfluß des Verdichterwirkungsgrades mit steigendem ϑ_s zu. Das liegt daran, daß der Anteil der Kältemittelverdichterarbeit an der Gesamtverdichtungsarbeit mit zunehmendem Druckverhältnis wächst. Als letztes wurden die im Kältekreislauf auftretenden Druckverluste berück-

Tabelle 2:
Zusammenstellung der wichtigsten Daten der untersuchten Kältemittel

Chem. Formel	Einheit	R 11 CCl ₃ F	R 12 CCl ₂ F ₂	R 12B1 CBrClF ₂	R 13B1 CBrF ₃	R 22 CHClF ₂	R 113 C ₂ Cl ₃ F ₃	R 114 C ₂ Cl ₂ F ₄	R 502 CHClF ₂ CClF ₂ CF ₃
Chem. Bezeichnung		Trichlorfluormethan	Dichlordifluormethan	Bromchlordifluormethan	Bromtrifluormethan	Chlordifluormethan	1,1,2-Trichlortrifluoräthan	1,2-Dichlortetrafluoräthan	Azeotrop aus Chlordifluormethan Chlorpentafluoräthan
Molmasse	g/mol	137,38	120,92	165,4	148,93	86,48	187,39	170,93	111,6
Siedepunkt bei 1,013 bar	°C	23,8	-29,8	-3,7	-57,8	-40,8	47,6	3,6	45,6
Erstarrungspunkt	°C	-111	-158	-161	-168	-160	-35	-94	-160
Krit. Temperatur	°C	198,0	112,0	154,6	67,0	96,2	214,1	145,7	82,2
Krit. Druck (abs.)	bar	44,0	41,6	41,2	39,8	49,9	34,1	32,6	40,8
Krit. Dichte	kg/l	0,548	0,558	0,713	0,745	0,513	0,576	0,578	0,561
Verdampfungswärme (Siedepunkt)	kJ/kg	182,2	166,0	133,15	118,2	234,7	144,7	136,8	172,6
Spez. Wärme d. Flüssigkeit (Siedepunkt)	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	0,871	0,854	0,737	0,682	1,089	0,946	0,971	1,277
Dichte der Flüssigkeit bei 20°C	kg/l	1,49	1,328	1,817	1,574	1,213	1,582	1,473	1,240
bei 40°C	kg/l	1,443	1,252	1,743	1,412	1,132	1,532	1,410	1,142
Isentropenexponent (30°C, 1,013 bar)	—	1,13	1,139		1,143	1,178	1,082	1,084	1,135
Löslichkeit v. Wasser in flüss. FRIGEN bei 30°C	g/100 g	0,013	0,0125		0,012	0,15	0,013	0,011	0,062

sichtigt (Spalte 5). Dabei wurden die Druckverluste pauschal dem Verdampfer und dem Kondensator zugeschlagen. Der Druckverlust im Verdampfer wurde so gewählt, daß die Sättigungstemperatur am Austritt des Verdampfers 1,5 K niedriger lag als am Eintritt. Beim Kondensator wurde eine Absenkung der Kondensationstemperatur infolge des Druckverlustes um 1,0 K angesetzt. Die Ergebnisse zeigen, daß aufgrund der Abweichungen vom theoretischen Prozeß die erzielbare Arbeitersparnis relativ stark abnimmt. Dabei steigt die günstigste Verdichtereintrittstemperatur an.

3.2 Auswahl der Kältemittel

In Tabelle 2 sind die acht untersuchten Kältemittel und ihre wichtigsten Daten zusammengestellt. Sie wurden ausgewählt, da sie bezüglich der kritischen Temperatur und der Erstarrungstemperatur für den zu erwartenden Arbeitsbereich geeignet schienen. Um sie hinsichtlich ihrer Eignung vergleichen zu können, wurde ein Referenzkreislauf festgelegt. Die Daten des Kreislaufs entsprechen denen des zuletzt beschriebenen R12-Kreislaufs (Tabelle 1, Spalte 5). Da jedoch z. B. beim Kältemittel R114 die Verdichtung bei einem Prozeß mit trocken gesättigtem Ansaugen ins Naßdampfgebiet zurückführt, wurde ein Prozeß mit Überhitzung des Verdichtersansaugdampfes gewählt. Dabei wurde eine Grädigkeit von 3,0 K am kältemittelseitigen Austritt des Überhitzers vorgegeben. Als zu verdichtendes Arbeitsmittel wurde Helium gewählt, das sich nahezu wie ein ideales Gas verhält.

In Bild 8 ist die bezogene Gesamtverdichtungsarbeit φ als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses ϑ_s aufgetragen. Die größten Einsparungen an Verdichtungsarbeit ergeben sich für die Kältemittel R113 und R114. Etwas günstiger liegen R11 und R12B1. Etwa in der Mitte befindet sich der Kurvenzug für R12. Nahezu identische Werte für φ liefern die Kältemittel R22 und R502. Insgesamt liegen jedoch alle Kurven, vor allem im Bereich kleinerer Druckverhältnisse, recht nah beieinander.

Im Bild 9 sind die Volumströme als Funktion von ϑ_s aufgetragen, die sich bezogen auf ein Kilogramm zu verdichtendes Arbeitsmittel (Helium) am Eintritt des Kältemittelverdichters ergeben. Da der Volumstrom ein Maß für die Baugröße des Verdichters und der gesamten Kälteanlage darstellt, sind Kältemittel mit geringem Volumstrom vorzuziehen.

Die geringsten Volumströme ergeben sich für das Kältemittel R13B1. Die Volumströme von R502 und R22 liegen bereits etwa um 50% höher.

R12 benötigt mehr als den doppelten Volumstrom und R12B1 den siebenfachen. Für R114 ergibt sich etwa der 10-fache und für R11 nahezu der 20-fache Volumstrom. Den bei weitem höchsten Volumstrom erhält man für R113, der mehr als das fünfzigfache des Volumstroms von R13B1 beträgt. Diese großen Unterschiede resultieren im wesentlichen aus den sehr unterschiedlichen Verdampferdrücken der Kältemittel. Zum geringeren Teil sind sie auf etwas differierende Kälteleistungen aufgrund unterschiedlicher optimaler Unterkühlungstemperaturen sowie unterschiedlicher Verdampfungswärmen der Kältemittel zurückzuführen.

Die Verdampfungsdrücke sind als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses ϑ_s in Bild 10 aufgetragen. Vorteilhaft sind Kältemittel, die Verdampferdrücke aufweisen, die höher als der Umgebungsdruck liegen. Als untere Grenze wird ein Verdampferdruck von 0,1 bar angesehen. Dieser Druck wird durch die Kältemittel R11 und R113 bei höheren Druckverhältnissen unterschritten.

Bild 11 zeigt die Verdampfungs- und Verdichteraustrittstemperaturen für alle untersuchten Kältemittel als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses. Aus den dargestellten Temperaturverläufen ergibt sich lediglich für das Kältemittel R113 eine Beschränkung, da der Erstarrungspunkt mit -35°C (s. Tabelle 1) relativ hoch liegt. Ansonsten ergaben sich aus den ermittelten Temperaturen keine Kriterien für die Auswahl eines Kältemittels.

Allgemein ist festzustellen, daß die Kältemittel R12, R22 und R502 für den vorliegenden Anwendungsfall die günstigsten Voraussetzungen bieten, da sie bezüglich der Arbeitersparnis nur wenig ungünstiger liegen als die Kältemittel R11, R113 und

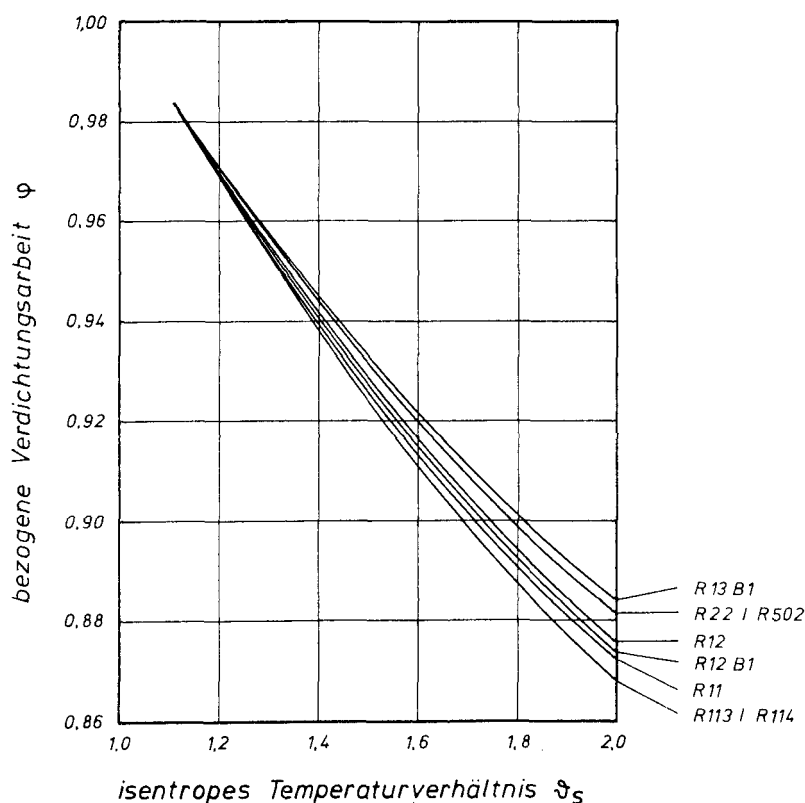


Bild 8:

Bezogene Verdichtungsarbeit als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses

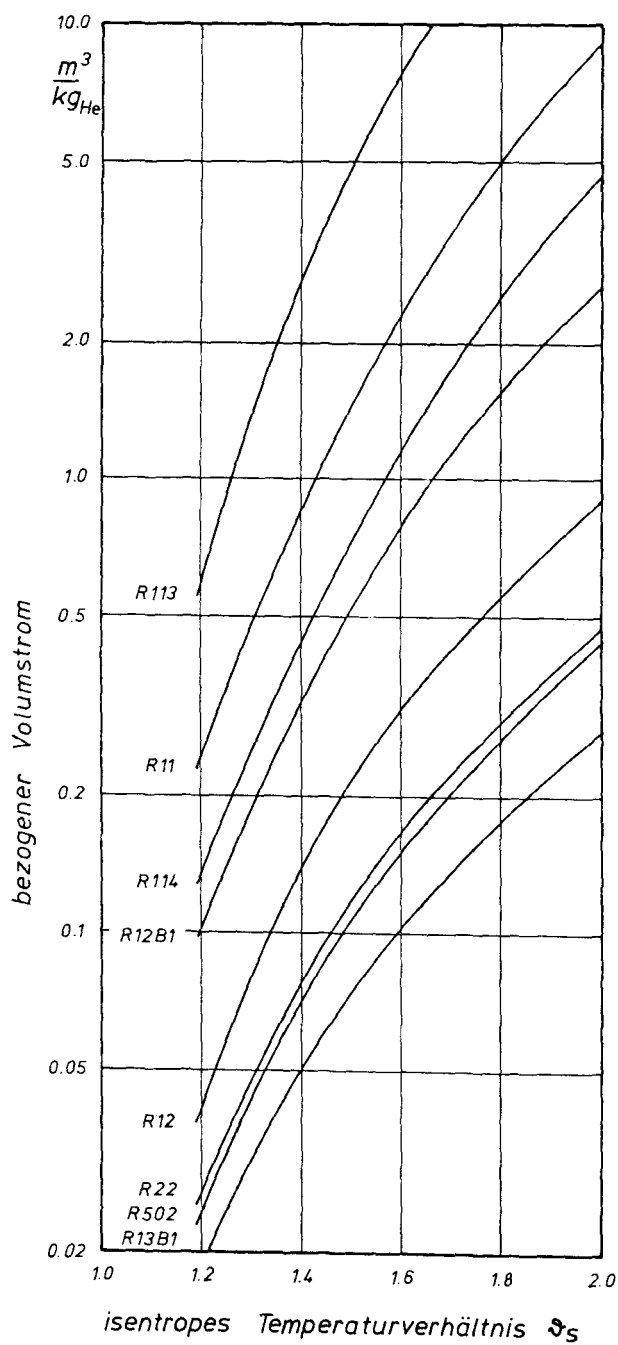


Bild 9:
 Bezogener Volumstrom am Kältemittelverdichtereintritt als Funktion
 des isentropen Temperaturverhältnisses

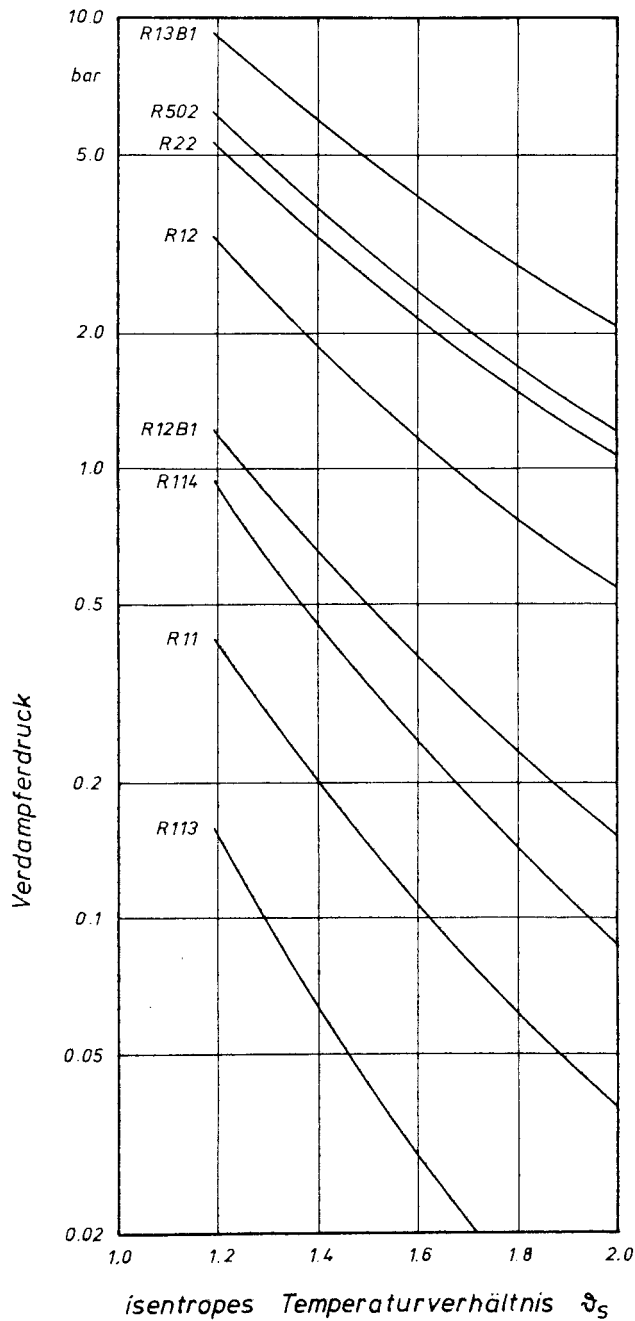


Bild 10:
Verdampfendruck als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses

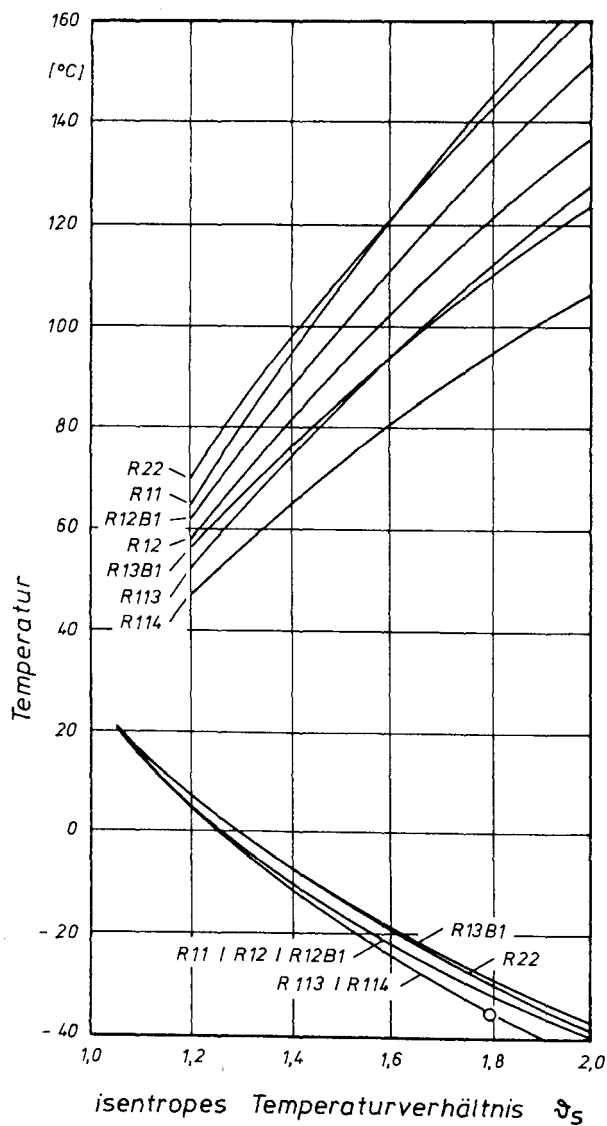


Bild 11:
 Verdampfungs- und Verdichteraustrittstemperaturen als Funktion des isentropen
 Temperaturverhältnisses
 ○ Erstarrungspunkt von R 113

R114, aber auf der anderen Seite sehr viel kleinere Volumströme erfordern und dabei auch bei höheren Druckverhältnissen des Arbeitsmittelverdichters noch Verdampferdrücke aufweisen, die über dem Atmosphärendruck liegen. Bei anderen Kreislaufgestaltungen ergeben sich für die entsprechenden Kurvenverläufe nur relativ geringe Verschiebungen, so daß es ausreichend ist, zunächst nur den einen ausgewählten Referenzkreislauf zu betrachten. Für die weiteren Untersuchungen wurden nur noch die am geeignetsten erscheinenden Kältemittel R 12, R 22 und R 502 in Betracht gezogen.

3.3 Vergleich der Schaltungsvarianten

Mit dem entwickelten Kältekreislaufprogramm können verschiedene Schaltungsvarianten berechnet werden. Um den Einfluß der einzelnen Maßnahmen beurteilen zu können, wurden folgende **Varianten** des Kaltdampfprozesses untersucht:

1. Prozeß mit trockengesättigtem Ansaugen,
2. Prozeß mit überhitztem Ansaugen,
3. Prozeß mit Unterkühlung des Kondensats,
4. Prozeß mit innerem Wärmetausch,
5. Prozeß mit zweistufiger Verdichtung und innerem Wärmetausch,
6. Prozeß mit zweistufiger Verdichtung und zweistufiger Drosselung (Zwischendruckflasche),
7. Prozeß wie unter 6., jedoch Überhitzung des Verdichteransaugdampfes,
8. Prozeß wie unter 7., jedoch mit zusätzlicher Unterkühlung des Kondensats,
9. Aufteilung der Kälteleistung auf zwei Kaltdampfprozesse mit überhitztem Ansaugen,
10. Aufteilung der Kälteleistung auf zwei Prozesse mit Unterkühlen des Kondensats,
11. Aufteilung der Kälteleistung auf drei Kaltdampfprozesse mit überhitztem Ansaugen und

Tabelle 3:

Basisdaten für den Vergleich der Kälteprozesse

zu verdichtendes Arbeitsmittel	Helium
Arbeitsmittelverdichterwirkungsgrad	84%
Verdichtereintrittstemperatur ohne Unterkühlung	25,0°C
Kühlwassertemperatur	20°C
Aufwärmspanne	5 K
Kältemittelverdichterwirkungsgrad	84%
Verdampfergrädigkeit	3,0 K
Kondensatorgrädigkeit	3,0 K
Siedepunktniedrigung auf der Niederdruckseite des Kältekreislaufs durch Druckverlust	1,0 K
Erhöhung der Kondensationstemperatur zur Berücksichtigung der Druckverluste auf der Hochdruckseite des Kältekreislaufs	1,5 K

12. Aufteilung der Kälteleistung auf drei Prozesse mit Unterkühlung des Kondensats.

Tabelle 3 zeigt die Basisdaten, die für alle untersuchten Kreisläufe vorgegeben wurden. Die Variationsgrößen sind aus Tabelle 4 ersichtlich.

In den Bildern 12, 13 und 14 sind für die Kältemittel R 12, R 22 und R 502 für alle untersuchten Kreislaufvarianten die bezogenen Verdichtungsarbeiten als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses dargestellt. Bild 12 zeigt, daß beim Kältemittel R 12 die geringsten Einsparungen mit der Kreislaufvariante 1, also dem Prozeß mit trockengesättigtem Ansaugen, erzielt werden können. Überhitzung des Verdichteransaugdampfes, Unterkühlung des kondensierten Kältemittels oder innerer Wärmetausch im Kältekreislauf bewirken nahezu gleiche Verbesserungen des Prozesses. Durch zweistufige Verdichtung und zweistufige Drosselung kann die Verdichterarbeit im Kältekreislauf weiter verringert werden (Variante 6). Noch günstiger ist der Prozeß mit zweistufiger Verdichtung und innerem Wärmetausch (Variante 5). Die zweistufigen Prozesse mit überhitztem Ansaugen (Variante 7) und zusätzlicher Unterkühlung des Kondensats (Variante 8) bringen weitere Verbesserungen des Kälteprozesses. Noch größere Einsparungen ergeben sich jedoch durch die Aufteilung der Kälteleistung auf zwei oder drei Kaltdampfprozesse (Varianten 8–12).

Eine etwas andere Reihenfolge der Kreislaufvarianten zeigt Bild 13 für das Kältemittel R 22. Hier wirken sich sowohl die Überhitzung des Verdichteransaugdampfes als auch ein innerer Wärmetausch ungünstig aus (Varianten 2 und 4), so daß sich eine Verschlechterung gegenüber der einfachsten Schaltung (Variante 1) ergibt. Aus dem gleichen Grund ist auch der zweistufige Prozeß mit innerem Wärmetausch (Variante 5) schlechter als der zweistufige Prozeß mit Zwischendruckflasche (Variante 6). Die weitere Reihenfolge entspricht jedoch wieder Bild 12. Für das Kältemittel R 502 ergibt sich, wie in Bild 14 dargestellt, die gleiche Reihenfolge der Varianten wie für R 12.

Man erkennt aus den Bildern, daß die Prozesse mit zweistufiger Verdichtung (Varianten 5 bis 8) trotz etwas gleichen Bauaufwandes wesentlich ungünstiger sind als die

Tabelle 4:
Variationsgrößen der Kälteprozesse

Varianten		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Überhitzergrädigkeit	K	–	3,0	–	–	–	–	3,0	3,0	3,0	–	3,0	–
Unterkühlergrädigkeit	K	–	–	3,0	–	–	–	–	3,0	–	3,0	–	3,0
Wärmetauschergrädigkeit	K	–	–	–	3,0	3,0	–	–	–	–	–	–	–
Zwischenkühlung	–	–	–	–	–	1	1	1	1	–	–	–	–
Zwischendruckflasche	–	–	–	–	–	–	1	1	1	–	–	–	–
Anzahl der Kälteprozesse	–	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	3	3

Prozesse mit Aufteilung der Kälteleistung auf zwei Kaltampfprozesse mit einstufiger Verdichtung (Varianten 9 bis 12). Vergleicht man die Ergebnisse für die drei Kältemittel miteinander, so zeigt sich, daß sich für R12 und R22 im Gegensatz zu den im Bild 8 dargestellten Ergebnissen bei aufwendigerer Schaltung nahezu gleiche Einsparungen an Verdichterleistung ergeben, während R502 etwas ungünstiger liegt.

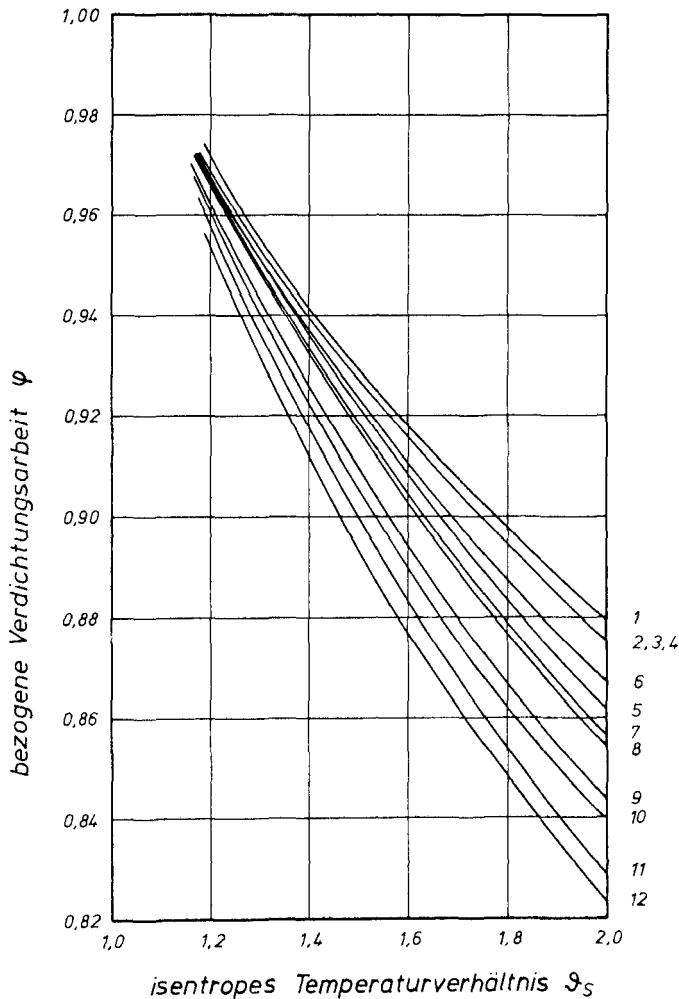


Bild 12:

Bezogene Verdichtungsarbeit für verschiedene Schaltungen des Kältekreislaufs
Kältemittel: R12

1...12 Kennzahlen der Kreislaufvarianten entsprechend Tabelle 4

3.4 Vergleich des Bauaufwandes für den Kältemittelverdichter

Neben dem Volumenstrom bestimmen vor allem die isentrope Förderhöhe und die Schallgeschwindigkeit des Kältemittels die Baugröße des Kältekreislaufverdichters. Da bei allen verwendeten Kältemitteln die Schallgeschwindigkeit relativ niedrig liegt, kann man davon ausgehen, daß bei der Konstruktion eines Turboverdichters in der

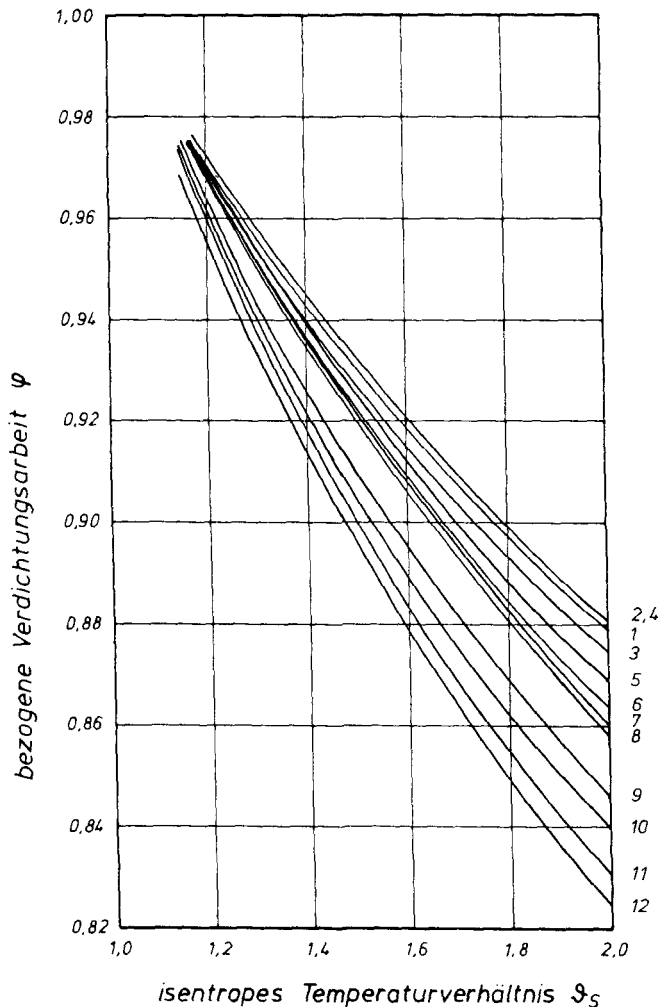


Bild 13:
 Bezogene Verdichtungsarbeit für verschiedene Schaltungen des Kältekreislaufs
 Kältemittel: R22
 1...12 Kennzahlen der Kreislaufvarianten entsprechend Tabelle 4

Regel nicht die Beanspruchung des Schaufelmaterials, sondern die mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad zulässige Umfangsmachzahl entscheidend ist. Setzt man voraus, daß die Umfangsgeschwindigkeit u am Verdichtereintritt proportional zur Schallgeschwindigkeit a_E gewählt wird und sich die Förderhöhe je Stufe proportional $u^2/2$ verhält, so kann man das Verhältnis $\psi = 2 \cdot \Delta h_{s,v}/a_E^2$ als Maß für die erforderliche Stufenzahl bzw. Baulänge des jeweiligen Kältemittelverdichters ansehen. Ein kleiner

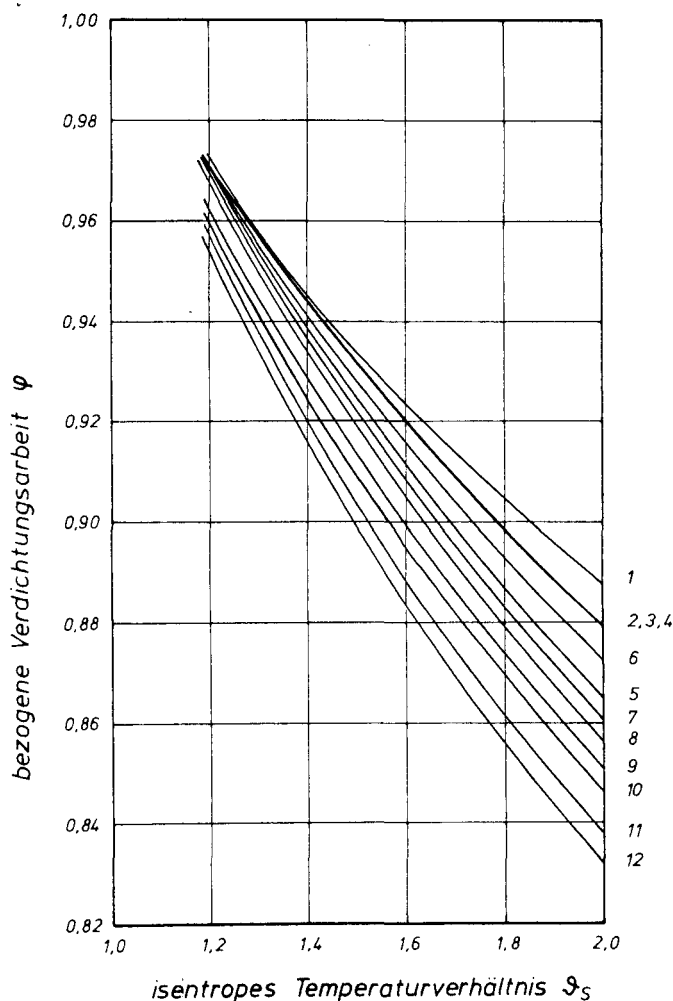


Bild 14:

Bezogene Verdichtungsarbeit für verschiedene Schaltungen des Kältekreislaufs
Kältemittel: R 502

1 ... 12 Kennzahlen der Kreislaufvarianten entsprechend Tabelle 4

Wert für ψ bedeutet eine geringe Stufenzahl für den Kältemittelverdichter. In Bild 15 ist das Verhältnis ψ als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses für die drei Kältemittel aufgetragen. Man erkennt aus dem Bild, daß die Kurvenverläufe für R 12 und R 22 sehr nahe beieinander liegen, während sich für R 502 über den gesamten Bereich etwa um 10 bis 15 % kleinere ψ -Werte ergeben.

3.5 Vergleich des Bauaufwandes für die wärmetauschenden Apparate

Die erforderliche Wärmeübertragungsfläche A eines Apparates ergibt sich aus der Gleichung

$$A = \frac{Q}{k \cdot \Delta\vartheta_m}, \quad (35)$$

wobei Q die zu übertragende Wärmemenge, k der Wärmedurchgangskoeffizient und $\Delta\vartheta_m$ die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz sind. Der Wärmedurchgangskoeffizient k ist bekanntlich definiert als

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}, \quad (36)$$

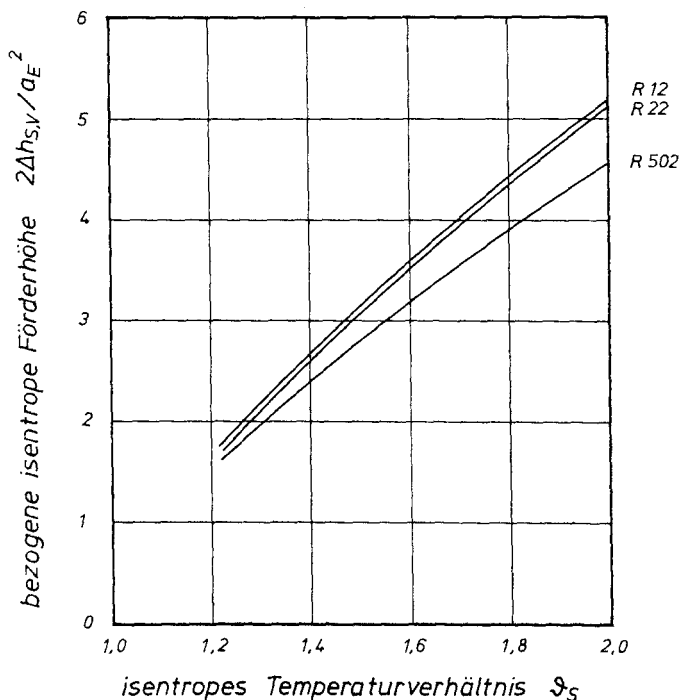


Bild 15:

Bezogene isentrope Förderhöhe als Funktion des isentropen Temperaturverhältnisses

wobei α der Wärmeübergangskoeffizient, δ die Rohrwanddicke und λ die Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials sind. Die Indizes i und a kennzeichnen die Rohrrinnen- bzw. -außenseite. Nach Gl. (36) ist der Wärmedurchgangskoeffizient k maßgeblich vom niedrigsten α -Wert bestimmt. Für den Verdampfer eines Kälteprozesses, mit dem ein Gas abgekühlt wird, folgt daraus, daß der Wärmeübergang im wesentlichen von der Gasseite bestimmt wird, da dort im allgemeinen nur recht niedrige α -Werte erreicht werden können. Das bedeutet, daß die wärmeübertragende Fläche des Verdampfers für die drei Kältemittel R12, R22 und R502 etwa gleich groß sein wird. Anders liegen die Verhältnisse beim Kondensator mit Wasserkühlung. Hier wird der Wärmeübergang vornehmlich durch das Kältemittel bestimmt, da der wasserseitige Wärmedurchgangskoeffizient in der Regel etwa eine Größenordnung höher liegt als auf der Kältemittelseite. Da sich für die Wärmeübergangskoeffizienten von R22 höhere Werte ergeben als für R12 und R502, kann man davon ausgehen, daß die

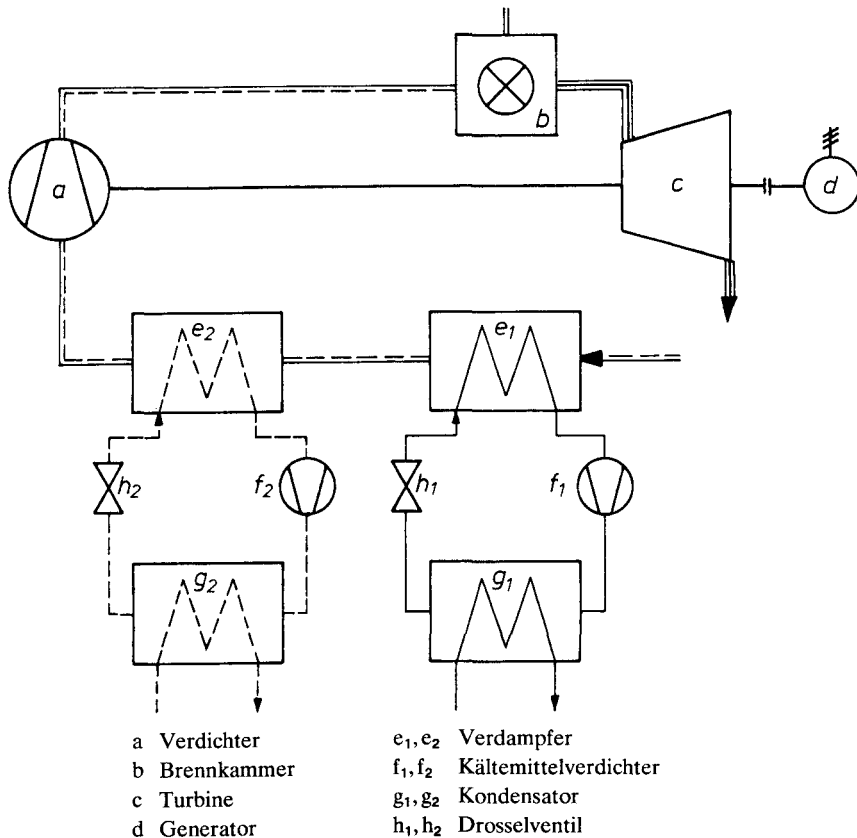


Bild 16:

Gasturbinenprozeß mit angekoppelten Kältekreisläufen

erforderliche Kondensatorfläche bei Verwendung von R 22 am geringsten ist. Dieses Arbeitsmittel bietet auch Vorteile, wenn man die Kriterien wie Volumstrom, Stufenzahl des Kältemittelverdichters, erforderliche wärmetauschende Flächen und erzielbare Einsparung an Gesamtverdichtungsarbeit gegeneinander abwägt.

4. Gasturbinen mit Kühlkreislauf

Ausgehend von den bisher gewonnenen Ergebnissen sei untersucht, inwieweit der Wirkungsgrad offener Gasturbinen durch die Ankopplung von Kühlkreisläufen gesteigert werden kann. Bei Gasturbinenprozessen beträgt die Verdichterleistung in der Regel das 1,5- bis 2,0-fach der Nettoleistung der Anlage, so daß sich eine Verringerung der Verdichterarbeit stark auf den Wirkungsgrad und die je Kilogramm Arbeitsmitteldurchsatz erreichbare Nutzleistung auswirkt.

Bild 16 zeigt die Ankopplung der Kältekreisläufe an einen offenen Gasturbinenprozeß. Die Gasturbine besteht aus dem Verdichter a, der Brennkammer b, der Turbine c und dem Generator d. Vor dem Eintritt in den Verdichter wird die Umgebungs-

Tabelle 5:
Auslegungsdaten eines Gasturbinenprozesses mit Kältekreislauf

a) Gasprozeß		
Turbineneintrittstemperatur	°C	950
Zahl der Zwischenkühlungen	–	0
innerer Turbinenwirkungsgrad	%	90,0
bezogener Kühlgasdurchsatz	%	3,0
Umgebungstemperatur	°C	20,0
innerer Verdichterwirkungsgrad	%	86,0
Summe der relativen Druckverluste	%	9,0
mechanische Wirkungsgrade	%	99,7
Generatorwirkungsgrad	%	98,7
Nettoleistung	MW	100,0
Eigenbedarf	MW	2,0
b) Kälteprozeß		
Kältemittel	–	R 22
Anzahl der Kreisläufe		0–3
Verdichterwirkungsgrad	%	84
Verdampfergrädigkeit	K	3,0
Kondensatorgrädigkeit	K	3,0
Unterkühlungsgrädigkeit	K	3,0
Siedepunkterniedrigung auf der Niederdruckseite des Kältekreislaufs durch Druckverluste	K	1,0
Erhöhung der Kondensationstemperatur zur Berücksichtigung der Druckverluste auf der Hochdruckseite des Kältekreislaufs	K	1,5
Wirkungsgrad des Verdichterantriebs	%	97,5

luft in dem Verdampfer e_1 des Kälteprozesses unter Umgebungstemperatur abgekühlt. Das Kältemittel wird durch den Kältemittelverdichter f_1 auf ein höheres Temperaturniveau gebracht, so daß die Abwärme im Kondensator g_1 an die Umgebung abgegeben werden kann. Anschließend wird das Kältemittel im Drosselventil h_1 wieder entspannt und tritt wieder in den Verdampfer e_1 ein. Ein zweiter Kältekreislauf ist gestrichelt dargestellt. Kreislaufrechnungen wurden für ein, zwei und drei angekoppelte Kälteprozesse durchgeführt. Die Auslegungsdaten sind in Tabelle 5

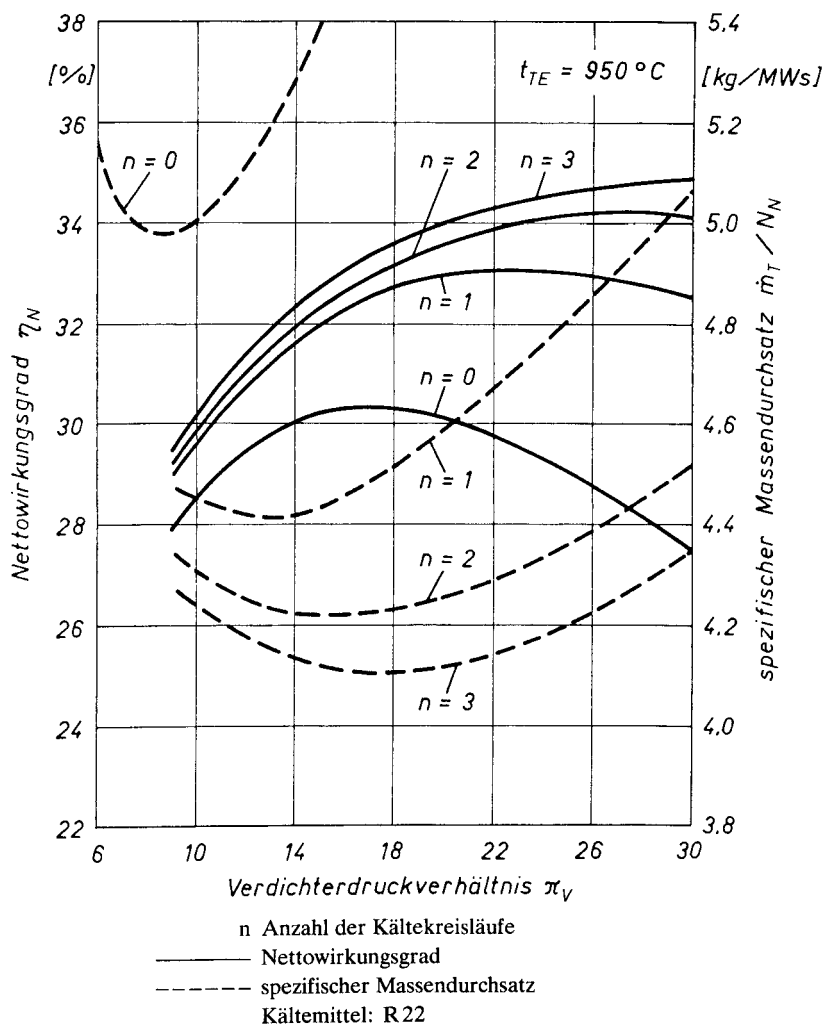


Bild 17:

Verlauf von Wirkungsgraden und Massendurchsatz bei offenen Gasturbinenprozessen mit angekoppelten Kältekreisläufen

zusammengestellt. Als Kältemittel wurde aufgrund der vorher beschriebenen Ergebnisse R22 gewählt und die Kälteprozesse wurden mit Unterkühlung des Kondensats ausgeführt.

Als zusätzlicher Verlust gegenüber den bisher untersuchten Kältekreisläufen wird der Wirkungsgrad des Kältemittelverdichterantriebs (Elektromotor oder Getriebe) in die Rechnung eingeführt. Außerdem wurde davon ausgegangen, daß sich der relative Gesamtdruckverlust des Gasturbinenprozesses durch angekoppelte Kälteprozesse von 9,0 auf 9,5 % erhöht. Mit diesen Daten ergibt sich der Nettowirkungsgrad zu

$$\eta_N = \frac{[\eta_m \cdot \Delta h_T - (1 + K) \cdot \sum \Delta h_v / \eta_m - w \cdot (1 + K)] \cdot \eta_G}{\Delta h_q} \cdot \eta_{in} \quad (37)$$

Dabei stehen Δh_t und Δh_v für die spezifischen Enthalpieänderungen des Arbeitsmittels in der Turbine und im Verdichter, Δh_q bezeichnet die Enthalpieerhöhung durch die Wärmezufuhr; η_m ist der mechanische Wirkungsgrad und η_G der Generatorwirkungsgrad, während η_{in} den Eigenverbrauch der Anlage berücksichtigt; w ist die auf ein Kilogramm Arbeitsmitteldurchsatz bezogene Kältemittelverdichterarbeit und K die auf den Turbinendurchsatz bezogene Kühlliziffer. Der Wirkungsgrad der Wärmezufuhr wurde nicht berücksichtigt, um Ergebnisse zu erhalten, die unabhängig von der jeweiligen Wärmequelle sind.

Bild 17 zeigt die Ergebnisse der Optimierungsrechnungen. Als Parameter ist die Anzahl n der angekoppelten Kältekreisläufe angegeben. Man sieht, daß der Nettowirkungsgrad beim Übergang von $n=0$ (reiner Gasturbinenprozeß) auf $n=1$ in den

Tabelle 6:

Kreislaufdaten der untersuchten Prozesse bei optimalem Druckverhältnis für eine Nettoleistung von 100 MW

Gasprozeßvariante 5 (offene GT, $t_{TE}=950^\circ\text{C}$)					
a) Kälteprozeß					
Anzahl der Kreisläufe	–	0	1	2	3
Verdampfungstemperatur	$^\circ\text{C}$	–	– 30,0	– 50,0	– 60,0
Kondensationstemperatur	$^\circ\text{C}$	–	29,5	29,5	29,5
Verdichterleistung	MW	–	8,2	12,6	15,1
b) Gasprozeß					
relativer Gesamtdruckverlust	%	9,0	9,5	9,5	9,5
Verdichteraustrittstemperatur	$^\circ\text{C}$	20,0	– 26,0	– 46,0	– 56,0
Verdichtungsverhältnis	$^\circ\text{C}$	425,6	382,5	370,1	368,2
Minderleistungsfaktor des Kälteprozesses	–	16,5	23,1	28,5	32,9
Volumstrom am Verdichtereintritt	m^3/s	490,2	351,6	306,2	287,1
Volumstrom am Turbineneintritt	m^3/s	131,2	79,6	61,0	51,8
Turbinenmassendurchsatz	kg/s	554,2	471,6	446,8	438,2
Turbinenaustrittstemperatur	$^\circ\text{C}$	400,4	352,8	324,7	306,5
Nettowirkungsgrad	%	30,35	33,07	34,17	34,73

Optima um mehr als 2,5%-Punkte zunimmt, wobei das optimale Druckverhältnis ansteigt. Für zwei bzw. drei angekoppelte Kälteprozesse steigt der Wirkungsgrad weiter an, aber der Zuwachs wird geringer. Er beträgt beim Übergang auf $n=2$ noch etwa 0,9%-Punkte und bei $n=3$ noch 0,6%-Punkte. Das optimale Druckverhältnis nimmt dabei weiter zu.

Gestrichelt dargestellt sind die spezifischen Massendurchsätze. Sie nehmen mit steigendem Druckverhältnis zunächst stark ab, durchlaufen einen Minimalwert und

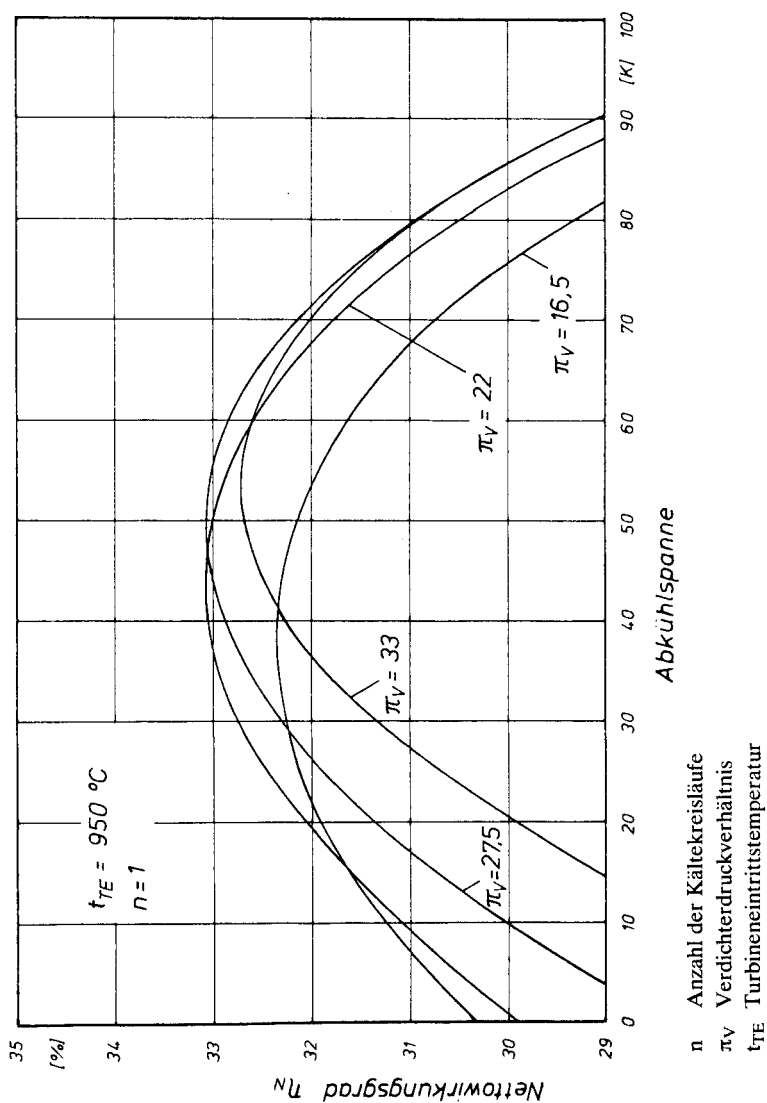


Bild 18:

Nettowirkungsgrad des offenen Gasturbinenprozesses als Funktion der Abkühlspanne der Verdichtereintrittsluft

steigen dann wieder an. Die Minima für den spezifischen Massendurchsatz fallen nicht mit dem jeweiligen Wirkungsgradoptimum zusammen. Die günstigsten Werte für die spezifischen Massendurchsätze liegen bei kleineren Verdichterdruckverhältnissen als die Bestwerte für den Nettowirkungsgrad. Im Bereich günstiger Auslegungsdruckverhältnisse nimmt der spezifische Kreislaufdurchsatz durch die Unterkühlung mit Kältekreisläufen um ca. 15 % bis 20 % ab.

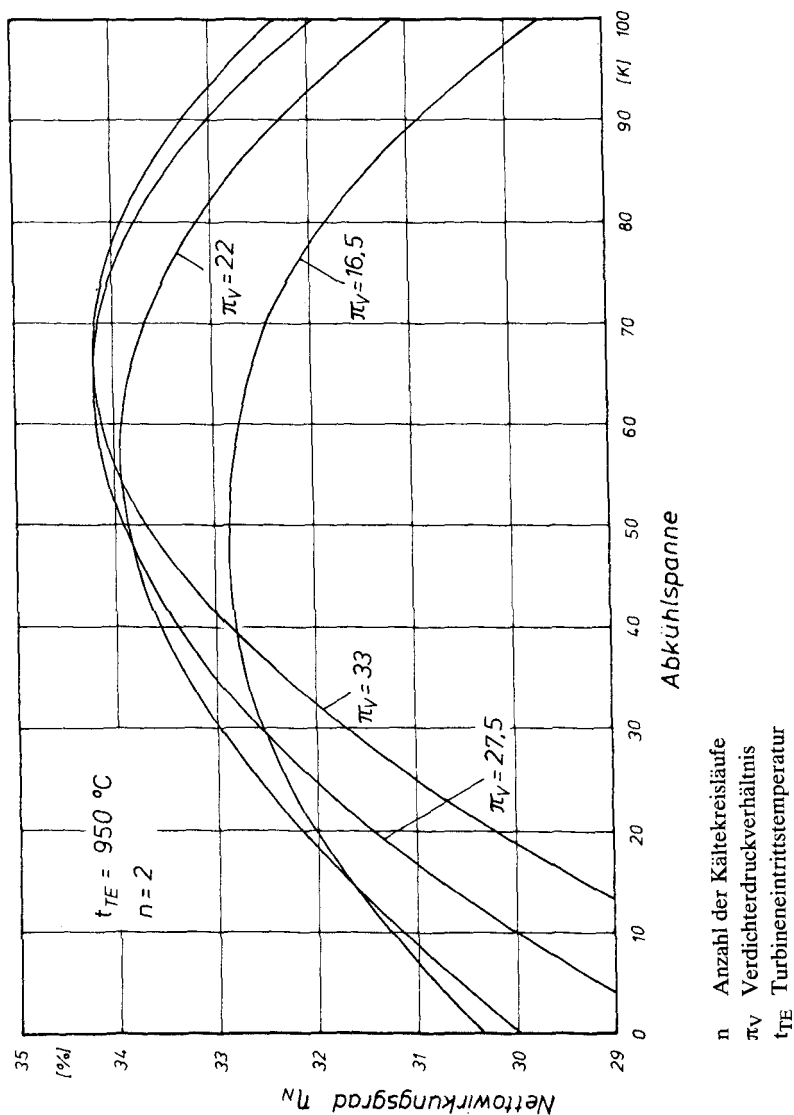


Bild 19:

Nettowirkungsgrad des offenen Gasturbinenprozesses als Funktion der Abkühlspanne der Verdichtereintrittsluft

In der Tabelle 6 sind die Ergebnisse der Optimierungsrechnungen zusammengestellt. Man sieht aus der Tabelle, daß die optimalen unteren Prozeßtemperaturen bei einer Umgebungstemperatur von 20°C erheblich unterhalb des Gefrierpunktes von Wasser liegen. Da die angesaugte Umgebungsluft in der Regel einen bestimmten Feuchtigkeitsgehalt aufweist, führen jedoch Temperaturen unter dem Gefrierpunkt zu Vereisung und damit zu betrieblichen Schwierigkeiten. Daher soll im folgenden

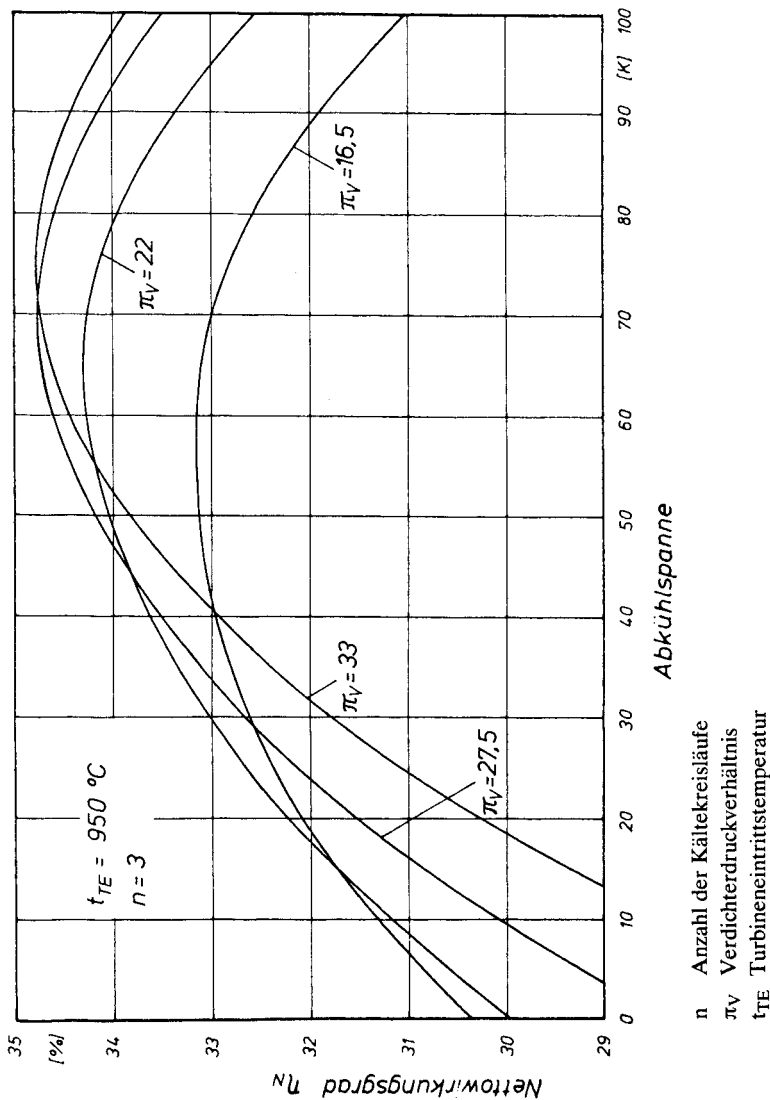


Bild 20:

Nettowirkungsgrad des offenen Gasturbinenprozesses als Funktion der Abkühlspanne der Verdichtereintrittsluft

untersucht werden, wie sich der Nettowirkungsgrad der Anlage verhält, wenn die Verdichtereintrittstemperatur vom Optimalwert abweicht.

In Bild 18 ist der Verlauf des Nettowirkungsgrades als Funktion der Abkühlspanne der Verdichtereintrittsluft für unterschiedliche Druckverhältnisse dargestellt. Die Kurve für das Verdichterdruckverhältnis $\pi_v = 16,5$ beginnt bei dem Optimalwert des offenen Prozesses ohne Kältekreislauf. Sie steigt mit zunehmender Unterkühlung zunächst stark an und es ergibt sich für eine Unterkühlung um etwa 20 K, das entspricht bei einer Umgebungstemperatur von 20°C gerade einer Verdichtereintrittstemperatur von 0°C, eine Wirkungsgradsteigerung um 1,5%-Punkte. Eine Abkühlung um weitere 20 K bringt lediglich noch eine Wirkungsgradsteigerung um 0,47%-Punkte, wobei die Kältemittelverdichterleistung von 1,7 auf 5,8 MW ansteigt. Je nach der herrschenden Luftfeuchtigkeit bei Umgebungstemperatur und der angestrebten Unterkühlung muß zusätzliche Kälteleistung für die Kondensation des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes aufgewendet werden. Außerdem müssen unter Umständen Vorkehrungen getroffen werden, um zu verhindern, daß Wassertröpfchen in den Verdichter gelangen (Korrosion, Wasserschlag). Man sieht weiter aus dem Bild, daß je höher das Auslegungsdruckverhältnis liegt, immer größere Abkühlspannen erforderlich sind, um gute Wirkungsgrade zu erreichen.

In den Bildern 19 und 20 sind die gleichen Zusammenhänge für zwei bzw. drei angekoppelte Kälteprozesse dargestellt. Es zeigt sich, daß im Bereich bis zu einer Abkühlspanne von 20 K die Kurven kaum anders verlaufen als bei $n=1$. Erst bei größeren Unterkühlungen wirkt sich die Aufteilung der Kälteleistung auf mehrere Kreisläufe merklich aus.

Bei offenen Gasturbinenanlagen kann die Kombination mit Kälteprozessen außer dem Wirkungsgradgewinn aus zwei weiteren Gründen vorteilhaft sein. Zum einen besteht die Möglichkeit, konstante Ansaugbedingungen für den Verdichter zu schaffen, zum anderen ermöglicht die Minderung der Verdichtereintrittstemperatur in gewissen Grenzen eine relativ verlustarme Leistungsregelung der Anlage.

Literatur

- [1] BAEHR, H.D.: Thermodynamik, Springer-Verlag Berlin/Heidelberg/New York, 3. Aufl. 1973.
- [2] BAMMERT, K. und REITER, U.: Die geschlossene Gasturbine mit Kältekreislauf und Wärmepumpe. Wärme, Bd. 88 (1982), Nr. 2.

Braunschweig